

ТРЕТЬЯ ПРЕМИЯ

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА

Зубков И. С., Блинов В. Л.

Уральский федеральный университет, Екатеринбург, Россия

lamqtada@gmail.com vithomukyn@mail.ru

Аннотация. В настоящей работе проведено построение численной модели проточной части центробежного нагнетателя природного газа типа Н-370-18-1. В результате серии расчетных исследований были получены характеристики нагнетателя при использовании различных моделей турбулентности и моделей рабочего тела, проанализировано отклонение расчетных характеристик от паспортной, сформированы рекомендации по повышению эффективности работы нагнетателя, отмечены направления дальнейших исследований.

Ключевые слова: центробежный нагнетатель, лопаточный аппарат, рабочее колесо, лопаточный диффузор, характеристика работы центробежного нагнетателя, численное моделирование.

NUMERICAL SIMULATION OF GAS FLOW IN CENTRIFUGAL COMPRESSOR'S AIR-GAS CHANNEL

I.S. Zubkov, V.L. Blinov

Yeltsin UrFU, Ekaterinburg, Russia

lamqtada@gmail.com vithomukyn@mail.ru

Abstract. The study presents numerical simulation of gas flow in air-gas channel of centrifugal compressor type N-370-18-1. As a results the compressor's performance with different models of turbulence and models of working mass was obtained. Also the deviations of calculated performance from nominal performance were analyzed. The recommendations for choosing optimal calculation model's parameters were developed. Likewise, ways of compressor's efficiency improvement were reviewed.

Key words: centrifugal compressor, blade row, impeller, blade diffuser, centrifugal compressor's performance, numerical simulation.

В связи с развитием промышленности и с более широким применением природного газа в качестве топлива газотранспортная отрасль стала важной частью многих производственных процессов. Основной энергетической машиной в данной отрасли является центробежный нагнетатель (ЦБН) - стационарная турбомашина, применяемая для повышения давления рабочего тела. Совершенствование ее конструкции является перспективным направлением исследований, направленных на поиск путей повышения эффективности транспорта газа.

В качестве объекта исследования был выбран ЦБН производства Невского завода (ЗАО «НЗЛ») типа Н-370-18-1. Данный нагнетатель является стационарной турбомашинной со степенью повышения давления $\pi = 1,23$ и номинальной частотой вращения (при $t_{\text{окр.возд.}} = +15^{\circ}\text{C}$) [1]. В проточной части (ПЧ) нагнетателя, состоящей из вращающегося рабочего колеса (РК) и неподвижного лопаточного диффузора (ЛД), газу сообщается кинетическая энергия привода, которая преобразуется в статический напор потока рабочего тела за счет его движения по диффузорным межлопаточным каналам РК и ЛД, а также за счет действия центробежных сил при вращении РК. Привод турбомашинной осуществляется от газотурбинной установки мощностью 10 МВт (например, ГТК-10-4).

Конструктивно нагнетатель состоит из входного устройства (ВУ) улиточного типа, задачей которого является подача рабочего тела в осевом направлении в рабочее колесо; РК, состоящего из 24 лопаток, 12 из которых короткие; ЛД с 18 лопатками; сборной камеры (СК), предназначенной для выравнивания потока газа после диффузора и подачи его в выходной патрубок.

Исследование было разделено на несколько этапов. Первый этап заключался в поиске технической информации по объекту исследования и построении его трехмерной модели. При помощи чертежной документации были созданы модели рабочего колеса (рисунок 1а) и диффузора (рисунок 1б).



Рисунок 1 – Трехмерные модели

В процессе моделирования было принято решение отказаться от некоторых конструктивных особенностей данной машины, поскольку они

оказывают большее влияние на прочностные характеристики, а также усложняют модель, что ведет к увеличению требуемых вычислительных ресурсов. Например, не были построены галтели в местах стыка лопаток и дисков или так называемое «оромашивание» рабочего колеса и др.

Следующий этап заключался в построении расчетной модели ПЧ ЦБН (рисунок 2) и проведении численных исследований течения [2 – 4]. Число ячеек расчетного домена составило по 500 тыс. на каждый из элементов ПЧ (рисунок 2а, 2б). Граничные условия задавались по принципу «полное давление и полная температура на входе, статическое давление на выходе». Интерфейс между доменами – Stage. Способ теплопередачи – Total Energy. Уровень сходимости решения – 10^{-5} . Значение Timescale Factor – 10. В качестве моделей турбулентности были выбраны модель k-Epsilon и модель SST [5]. Рабочее тело – природный газ в двух моделях: идеальный (CH4 Ideal Gas) и реальный газ (CH4RK).

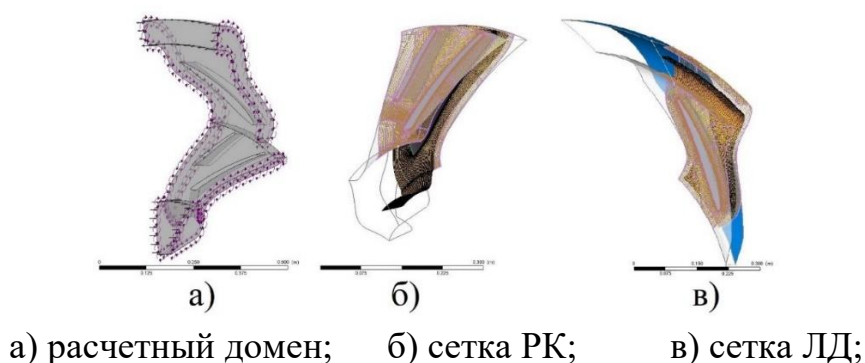


Рисунок 2 – Расчетная область

Для расчетов были использованы 4 узла с типом запуска MS MPI Distributed Parallel с полной их загрузкой. Было проведено четыре серии расчетов, по две для каждой из моделей турбулентности. Каждая серия задавалась разными значениями граничных условий – статического давления на выходе (P_2) и полного давления на входе (\bar{P}_0). Для первой серии: $P_2 = 76$ атм и $\bar{P}_0 = 76 \div 63$ атм ; для второй серии: $P_2 = 63$ атм и $\bar{P}_0 = 63 \div 52$ атм . Каждая серия также содержала в себе еще два ряда расчетов для разных моделей рабочего тела: CH4 Ideal Gas и CH4RK. В общей сложности было выполнено 64 расчета.

В процессе построения моделей был принят ряд допущений, среди которых *геометрические* (идеальная форма ПЧ, отсутствие утечек через зазоры, отсутствие ВУ и СК), *эксплуатационные* (отсутствие влияния сети), *математические* (стационарность процессов, погрешности в построении расчетной модели, отсутствие примесей в рабочем теле), *верификационные*

(паспортная характеристика является достоверной). Все допущения так или иначе влияют на получаемые результаты, что обуславливает необходимость их проверки.

Последний этап включал в себя анализ полученных результатов и формирование рекомендаций по повышению эффективности работы турбомашины. В качестве выходных параметров были приняты степень повышения давления (π), плотность рабочего тела (ρ_0), массовый (G) и объемный расход (Q), политропный КПД по полно-статическим параметрам, адиабатный КПД и мощность (N). Дополнительно была вычислена приведенная мощность:

При помощи указанных параметров были построены характеристики работы ЦБН при различных режимах в координатах расход-напор, расход-КПД, расход-приведенная мощность (рисунки 3 – 6).

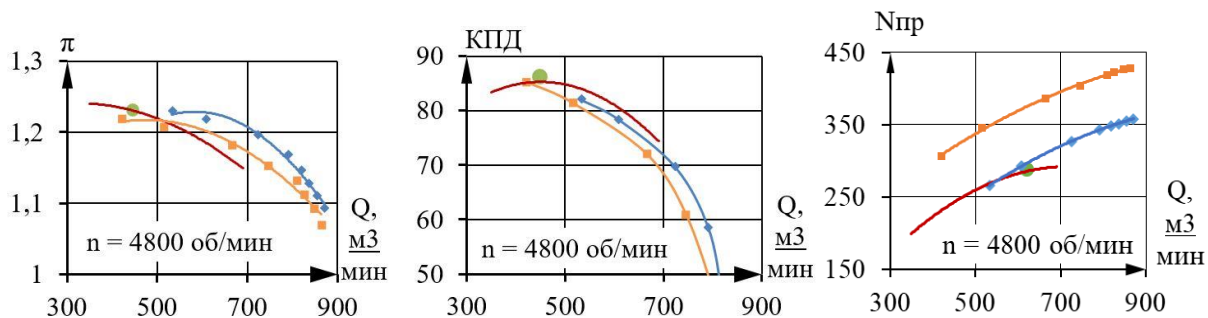


Рисунок 3 – модель k-Epsilon,

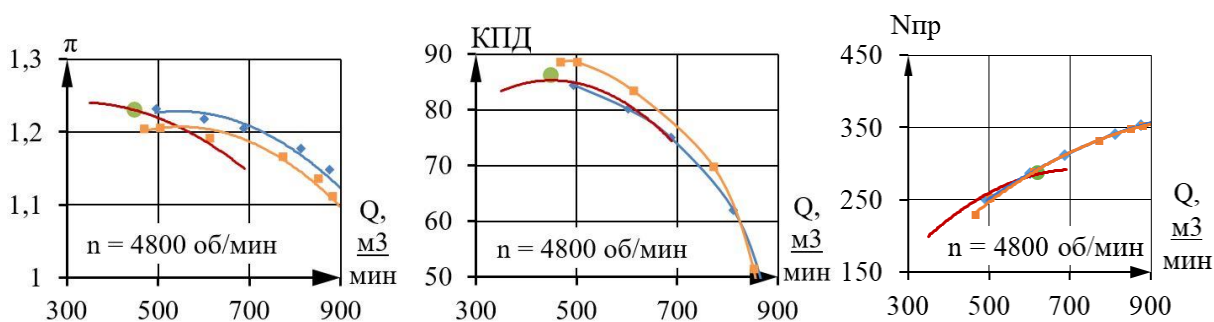


Рисунок 4 – модель k-Epsilon,

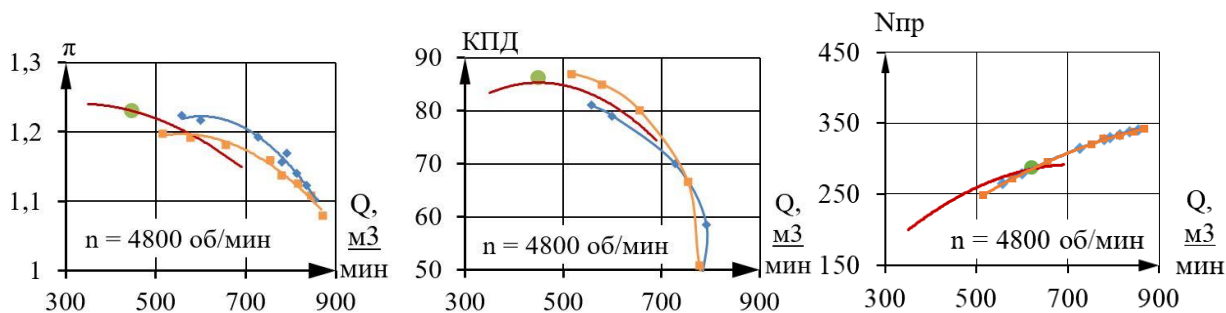


Рисунок 5 – модель SST,

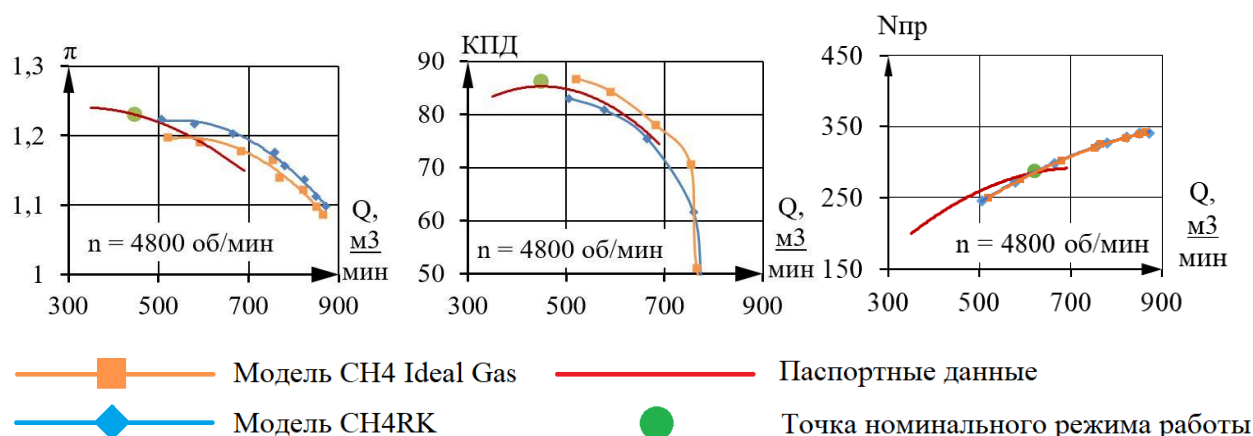


Рисунок 6 – Модель SST,

Полученные расчетные характеристики были наложены на паспортные данные с целью проверки точности результатов. Было получено, что построенная модель в целом завышала расход через нагнетатель. Для остальных параметров наблюдалось завышение или занижение относительно паспортных данных при сравнении режимов с постоянным расходом. Точка номинального режима работы не была достигнута. Условная граница неустойчивой работы сместилась вправо во всех сериях расчетов, т.е. помпаж нагнетателя наступал при больших расходах и меньших степенях сжатия.

Схожие результаты наблюдались и в других работах. В работе [6] расчетные расходно-напорные характеристики, полученные при разных моделях турбулентности, пересекли паспортную в одной точке, при этом левее точки пересечения наблюдалось занижение расхода, а правее точки пересечения – его завышение. В работе [7] характеристики ЦБН были смещены в область больших объемных расходов и так же не соответствовали паспортной.

Отклонение результатов от паспортных данных обусловлено прежде всего наличием ряда допущений, последовательное исключение которых позволит повысить точность расчетов и приблизить расчетные характеристики к паспортным. Как только расчетная модель будет улучшена, можно приступить к анализу влияния различных конструктивных решений на работу нагнетателя. В качестве основного метода повышения эффективности работы ЦБН может быть рассмотрено изменение геометрии ПЧ. Например, совершенствование конструкции ВУ и СК позволяет снизить потери энергии в них, а, следовательно, повысить эффективность нагнетателя на нерасчетных

режимах [8]. Положительное влияние наблюдается и при изменении густоты лопаточного аппарата РК и ЛД, или при пространственном профилировании лопаток РК: повышение КПД при таком решении достигает 1% [9].

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Ревзин Б.С., Тарасов А.В., Особенности конструкций одно- и двухступенчатых нагнетателей природного газа: Учебное пособие. Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2000. 102 с
2. Блинов В.Л., Разработка принципов параметрического профилирования плоских решеток осевых компрессоров ГТУ на основании результатов многокритериальной оптимизации / В.Л. Блинов, Ю.М. Бродов. Екатеринбург: УрФУ имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, 2015. 168 с.
3. Блинов В.Л., Выбор параметров расчетной модели при решении задач многокритериальной оптимизации плоских компрессорных решеток / В.Л. Блинов, Ю.М. Бродов, В.А. Седунин, О.В. Комаров // Компрессорная техника и пневматика. 2015. № 1. С. 36-42
4. Винтер М.Ю., Бубнов А.Д., Численное моделирование течения в ПЧ центробежного газового компрессора / М.Ю. Винтер, А.Д. Бубнов, В.Л. Блинов. // Наука. Технологии. Инновации. 2016. №2. С. 76-78
5. Моделирование турбулентных течений: Учебное пособие / И.А. Белов, С.А. Исаев, Балт. гос. техн. ун-т. СПб., 2001. 108 с.
6. Калинин И.А., Моделирование проточной части одноступенчатого центробежного нагнетателя с лопаточным диффузором в нестационарной постановке / И.А. Калинин, В.Л. Блинов // Наука и Инновации XXI века. 2017. С. 61-65
7. Бугай Б.А., Сравнение характеристик одноступенчатого центробежного компрессора, полученных методами вычислительной газовой динамики, с реальными данными / Б.А. Бугай, В.Л. Блинов // Вторая научно-техническая конференция молодых ученых Уральского Энергетического Института: труды конференции. 2017. С. 148-151
8. Винтер М.Ю., Исследование влияния формы обводов входного и выходного устройства центробежного компрессора на величину потерь / М.Ю. Винтер, А.Д. Бубнов, В.Л. Блинов // Вторая научно-техническая конференция молодых ученых Уральского Энергетического Института: труды конференции. Екатеринбург: ФГАОУ ВО «УрФУ им. первого Президента России Б.Н. Ельцина», 2017. С. 160-163.
9. Бубнов А.Д., Оптимизация формы лопаточного аппарата рабочих колес центробежного газового компрессора / А.Д. Бубнов, М.Ю. Винтер, В.Л. Блинов, О.В. Комаров // Наука и молодежь: проблемы, поиски, решения: Новокузнецк, 16-18 мая 2017 г. Труды Всероссийской научной конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. Сибирский государственный индустриальный университет. Новокузнецк, 2017. С. 22-24.